Journal of Agricultural Machinery

Homepage: https://jame.um.ac.ir

CC BY

Research Article
Vol. 12, No. 3, Fall 2022, p. 379-397

Investigation of the Motive Steam Pressure Effect on Performance and Reverse Flows in Sugar Factory Thermo-compressor: Validation and Numerical Study

A. Rezvanivand fanaei[1*], A. Hassanpour[1], A. M. Nikbakht[2]

1- Assistant Professor, Biosystems Engineering Department, Faculty of Agriculture, Urmia University, Urmia, Iran
2- Professor, Biosystems Engineering Department, Faculty of Agriculture, Urmia University, Urmia, Iran
(*- Corresponding Author Email: a.rezvanivand@urmia.ac.ir)

DOI: 10.22067/jam.2021.68318.1010

Received: 13-01-2021 Revised: 05-05-2021 Accepted: 22-05-2021 Available Online: 22-05-2021	**How to cite this article:** Rezvanivand fanaei, A., A. Hassanpour, and A. M. Nikbakht. 2022. Investigation of the Motive Steam Pressure Effect on Performance and Reverse Flows in Sugar Factory Thermo-compressor: Validation and Numerical Study. Journal of Agricultural Machinery 12 (3): 379-397. (In Persian). DOI: 10.22067/jam.2021.68318.1010

Introduction

Thermo-compressors or ejectors are used to enhance the vapor enthalpy in the process industry. The low costs of construction and maintenance, and simple structure, have increased by using this equipment in relevant fields of industry and agriculture. The thermo-compressor's inlet parameters, including the thermodynamic properties of the motive steam and suction vapor, are the foremost affecting factor of a thermo-compressor.

The steam used in processing factories loses its capability after passing through evaporators due to the reduction of pressure and temperature, gets cooled again, and returns to the boiler despite having a moderate energy level. Therefore, the use of vapor-recovery equipment can increase the efficiency of energy systems. That will lead to a significant reduction in greenhouse gas emissions and harmful environmental effects, which increase the lifetime of energy resources.

Materials and Methods

The realizable k-ε turbulence model is used to simulate turbulence within the flow. The thermo-compressor geometry has meshed in 2D and 3D modes to apply the conservation laws. For this purpose, quadratic (quad) and hexahedral (hex) types are used for two and three-dimensional meshing, respectively. Structured meshes have a high ability to obtain numerical results due to creation of structural meshes in the flow direction.

The axisymmetric structure of the thermo-compressor leads to a half simulation of geometry. The thermodynamic properties of the input flows and their variations in the output, such as pressure, velocity, Mach number, and mass ratios for different motive steam pressure are extracted and discussed.

Results and Discussion

Different levels of meshes are examined to investigate the mesh-independence test. In axisymmetric two-dimensional analysis, these levels include 33460, 51340, 78620, and 103590 cells, respectively. The relatively insignificant difference in motive flow for the third and fourth mesh levels (which proves less than 5%) clearly shows the independence of the results from the mesh size. Regarding the time considerations, the grid with 78,620 meshes was used in the simulations.

The experimental data from the article by Sriveerakul *et al.* (2007) are used to validate the numerical results of the present work. Validation shows that the results obtained from the simulations are in good agreement with the experimental data. Since the final results of the two-dimensional analysis are very close to the three-dimensional one, the first one is selected due to the time considerations and higher computational costs of the three-dimensional mesh analysis.

Considering the problem conditions, pressures of 10 and 15 bars are appropriate for practical application. Since the 15 bar motive stem creates a longer development length in the diffuser section, it is a better choice. At this level (15 bar), the temperature field within the thermo-compressor is well distributed in the presence of ideal temperature conditions. The ideal velocity distribution within the thermo-compressor and the uniformity of the motive and suction flows indicate the high performance of the thermo-compressor in these operating conditions. Applying the motive steam of 15 bars, the values of 0.59 and 0.41 for the motive and suction mass ratios of the diffuser output were achieved, respectively.

Conclusion

Geometrically, the study was examined in asymmetrical two-dimension and three-dimension. It was observed that there is a slight difference between the two analysis modes by comparing the velocities along the longitudinal line of the thermo-compressor. Therefore, to save computational and time costs, results are presented for the axisymmetric two-dimensional mode.

The effect of 4 levels of motive steam pressure on the thermodynamic properties within the computational domain, including pressure, temperature, velocity, Mach number, mass ratios of both motive steam, and suction vapor are evaluated. Finally, the values of the performance curve for steam with motive pressures of 3.7, 5, 10, and 15 bars are presented.

Keywords: Entrainment ratio, Mach number, Suction flow, Sugar processing

نشریه ماشین‌های کشاورزی
https://jame.um.ac.ir

مقاله پژوهشی
جلد ۱۲، شماره ۳، پاییز ۱۴۰۱، ص ۳۹۷-۳۷۹

بررسی تاثیر فشار بخار محرک بر روی عملکرد و جریان‌های بازگشتی ترموکمپرسور کارخانه قند: اعتبارسنجی و مطالعه عددی

عادل رضوانی وند فنائی[1*]، علی حسن پور[1]، علی محمد نیکبخت[2]

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۱۰/۲۴
تاریخ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۳/۰۱

چکیده

ترموکمپرسور یا اجکتور به‌منظور افزایش آنتالپی بخار در صنایع تبدیلی مورد استفاده قرار می‌گیرد. هزینه ساخت و تعمیر نگهداری پایین در کنار ساختار ساده آن باعث افزایش کاربرد این تجهیز در زمینه‌های مرتبط با صنعت و کشاورزی شده است. پارامترهای ورودی به ترموکمپرسور شامل مشخصات ترمودینامیکی بخار محرک و بخار مکشی مهم‌ترین عوامل تاثیرگذار بر روی عملکرد یک ترموکمپرسور می‌باشند. در این مطالعه ۴ سطح فشار بخار محرک شامل بخار با فشار ۳/۷ بار، ۵ بار، ۱۰ بار و ۱۵ بار به‌عنوان سطوح مختلف فشار ورودی بخار محرک مورد بررسی قرار گرفته است. از مدل آشفتگی k-ε تحقق‌پذیر برای شبیه‌سازی آشفتگی‌های داخل جریان استفاده شده است ویژگی‌های ترمودینامیکی جریان‌های ورودی و تغییرات آن‌ها در خروجی، مانند فشار، سرعت، عدد ماخ و نسبت‌های جرمی به‌ازای فشارهای مختلف بخار محرک استخراج شده و مورد بحث قرار گرفته‌اند. نتایج نشان داد که با در نظر گرفتن پارامترهای عملکردی، عدم وجود جریان‌های بازگشتی و همچنین میزان تقویت فشار و دما، فشار ۱۵ بار بهترین عملکرد را در بین ۴ سطح اولیه مورد بررسی به‌خود اختصاص داده است. در استفاده از فشار محرک ۱۵ بار، فشار بخار مکشی ۰/۱ بار، در خروجی تقویت شد و به مقدار ۰/۳ بار افزایش پیدا کرد. همچنین دما افزایشی قابل‌توجهی نسبت به جریان مکشی داشت و به مقدار ۱۳۵ درجه سلسیوس رسید. همچنین با اعمال فشار بخار محرک ۱۵ بار، به‌ترتیب مقادیر ۰/۵۹ و ۰/۴۱ برای نسبت‌های جرمی محرک و مکشی خروجی دیفیوزر به‌دست آمد.

واژه‌های کلیدی: بخار مکشی، عدد ماخ، فرآوری قند، نسبت ورود

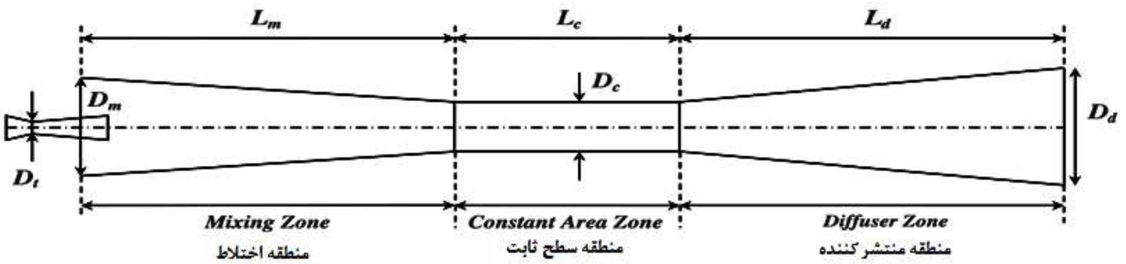
مقدمه

استفاده کامل از پتانسیل بخار در کارخانه‌های فرآوری محصولات کشاورزی از جمله کارخانه‌های قند، کارخانه‌های آبمیوه و صنایع تبدیلی از جایگاه ویژه‌ای برخوردار است. ترموکمپرسورها یا اجکتورها نوع خاصی از کمپرسورها هستند که با استفاده از یک جریان محرک (اولیه) سبب افزایش فشار جریان مکشی (ثانویه) می‌شوند. در این تجهیز، از یک نازل همگرا- واگرا برای شتاب‌دهی به جریان استفاده می‌گردد. جریان محرک بعد از ورود به محفظه اختلاط، به دلیل کاهش فشار، موجب مکش جریان ثانویه می‌شود. سپس این دو جریان در طول ترموکمپرسور و طی یک فرآیند پیچیده با هم مخلوط شده و در انتهای بخش خروجی ترموکمپرسور (دیفیوزر) بخار با سطح فشار متوسط و دمای بالاتر از دمای بخار مکشی خارج می‌گردد که قابلیت استفاده دوباره را دارا می‌باشد (Sharifi *et al.*, 2012). در صورتی‌که پیش‌بینی دقیقی از عملکرد ترموکمپرسور انجام پذیرد، باعث افزایش بازده عملکردی آن خواهد شد، چرا که الگوهای مختلف جریان را می‌تواند ارائه نماید (Myoungkuk *et al.*, 2010). شماتیکی از یک ترموکمپرسور به همراه بخش‌های مهم آن در شکل ۱ نشان داده شده است.

بخار مورد استفاده در کارخانجات فرآوری بعد از استفاده به علت کاهش فشار و دمای آن قابلیت خود را از دست می‌دهد و با وجود داشتن سطح متوسطی از انرژی (شامل فشار و دما) دوباره خنک‌کاری شده و به بویلر بازگردانده می‌شود و دوباره با صرف سوخت به‌صورت بخار زنده (بخار خروجی از بویلر) وارد سیستم می‌گردد. لذا استفاده از تجهیزات تقویت بخار می‌تواند سبب افزایش بازده سیستم‌های انرژی گردد. علاوه بر این، اثرات مضر زیست‌محیطی انتشار گازهای گلخانه‌ای می‌تواند با افزایش بازده سیستم‌های انرژی، کاهش یابد. افزایش بازده سیستم‌های انرژی همچنین می‌تواند باعث افزایش طول

۱- استادیار گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران
۲- استاد گروه مکانیک بیوسیستم، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران
(*- نویسنده مسئول: Email: a.rezvanivand@urmia.ac.ir)
DOI: 10.22067/jam.2021.68318.1010

عمر منابع انرژی شود. اگرچه این افزایش به‌طور کلی مستلزم استفاده بیشتر از مواد، کار و دستگاه‌های پیچیده‌تر است، هزینه‌های اضافی را می‌توان با مزایای حاصل توجیه کرد. در نهایت یکپارچه‌سازی انرژی در صنایع تبدیلی محصولات کشاورزی، شامل استفاده از انرژی‌های اتلافی و بازیابی حرارت از جریان‌های انرژی به‌منظور بهبود سیستم انرژی کارخانه برای کاهش مصرف انرژی خواهد شد (Caliskan, 2017).



شکل ۱– شماتیکی از یک ترموکمپرسور به همراه بخش‌های مهم آن

Fig.1. Schematic of thermo-compressor along with main part

اولین مطالعات انجام شده در زمینه بررسی ترموکمپرسورها و اجکتورها براساس تئوری کلاسیک، طراحی و تجزیه تحلیل شده‌اند (Keenan, 1942). در قالب اولین کارهای انجام شده در زمینه اجکتور، ارزیابی پارامترهای عملکردی تحت شرایط کاری متغیر انجام شده است. در این مطالعات با بهره‌گیری از معادلات مربوط به دینامیک گازها، پارامترهای مؤثر طراحی برای عملکرد یک اجکتور مانند قطر گلوگاه و موقعیت نازل اصلی تعیین می‌شوند (Dutton and Carroll, 1986; Huang *et al.*, 1999). در قالب مطالعات کاربردی در این حوزه، بررسی مقایسه‌ای از عملکرد اجکتورهای استفاده شده در سیکل‌های خنک‌سازی به‌وسیله سان انجام گرفته است (Sun, 1997; Sun, 1999).

دینامیک سیالات محاسباتی (CFD[1]) با توانایی نشان دادن جزئیات میدان جریان، درک بهتری از الگوهای داخلی جریان ارائه می‌دهد. انواع کاربردهای این تکنیک، فرآیندهای اختلاط، جداسازی، حرارتی مانند انواع خشک‌کن‌ها و همچنین محدوده وسیعی از کاربردهای مهندسی و کشاورزی را شامل می‌شود. حل عددی معادلات ناویر استوکس اساس تمام تکنیک‌های CFD می‌باشد که در نتیجه پیشرفت سریع کامپیوترها و درک بهتر از حل عددی آشفتگی امکان‌پذیر شده است. معادلات بقا شامل سه معادله بقای جرم، مومنتوم و انرژی در جریان‌های سیال در عبارت‌های معادلات دیفرانسیل با مشتقات جزئی بیان می‌گردد که راه‌حل را با روش‌های تحلیلی ارائه می‌دهد (ANSYS Fluent theory guide, 2013).

یکی از اولین پژوهش‌های انجام شده در زمینه مطالعه عددی ترموکمپرسورها و اجکتورها تعیین موقعیت محوری بهینه نازل انجام شده است. همچنین بخش عمده مطالعات انجام شده روی سیستم‌های خنک‌سازی اجکتوری و روش‌های طراحی برای انطباق شرایط بهتر تمرکز داشته‌اند (Riffat and Omer, 2001). اثرات آشفتگی بر روی الگوی جریان به‌صورت کامل توسط بارتوسیوتیز و همکاران تفسیر شده است. محققان در این مطالعه از ۶ مدل آشفتگی مختلف در شبیه‌سازی‌های CFD استفاده کردند و عملکرد یک اجکتور استفاده شده برای کاربردهای خنک‌سازی را ارزیابی نمودند (Bartosiewicz *et al.*, 2006). در ادامه و در قالب مطالعاتی محققین الگوی جریان و پدیده اختلاط را با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلوئنت تفسیر کردند (Sriveerakul *et al.*, 2007; Aphornratana and Sriveerakul, 2010).

در ادامه، مدل‌سازی فیزیکی ترموکمپرسور برای کاربردهای نمک‌زدایی مورد بررسی قرار گرفته است. در این مطالعه کاربرد قوانین بقا در یک حجم کنترل و در نظر گرفتن اندازه‌های هندسی فیزیکی ترموکمپرسور اعمال شد. مدل برای دو ترموکمپرسور دلخواه به‌کار گرفته شد و نتایج با مدل‌های تجربی مقایسه گردید. در ادامه اختلاف بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی در قالب خطای شبیه‌سازی عددی گزارش شد (Bonanos, 2017). در یک مطالعه عددی تاثیر مدل‌های آشفتگی مختلف از جمله اسپالارت آلماراس[2]، k-ε استاندارد، k-ε RNG[3]، k-ε تحقق‌پذیر[4]، k-ω SST[5] و RSM[6] را بر روی

1- Computational Fluid Dynamics

2- Spalart Almaras
3- Renormalized Group
4- Realizable
5- Shear stress transport
6- Reynolds stress model

ویژگی‌های یک اجکتور فراصوت[1] مورد بررسی قرار گرفت و با نتـایج تجربی به‌دست آمده مقایسه گردیـد (Besagni and Inzoli, 2017). برخی از مطالعات اخیر، صرفاً بر اساس قوانین ترمودینامیک بوده است و از روش حداقل مربعات غیرخطی برای تعیین عملکرد اجکتور بـدون معادلات کوپل شده و بدون شبیه‌سازی استفاده کرده‌اند (Zhu *et al.*, 2018). در یک مطالعه عددی با فرض تراکم‌پـذیر بـودن سیـال و بـا استفاده از حلگر بر پایه چگالی شبیه‌سازی عددی ترموکمپرسور بخـار به‌منظور کاهش مصرف انرژی در خط تولید شکر با اسـتفاده از CFD مورد مطالعه قرار گرفته است. در این مطالعه با استفاده از یـک بخـار محرک ثابت، پتانسیـل بـالای دینامیـک سـیالات محاسـباتی بـرای شبیه‌سازی جریان‌های با عدد ماخ[2] بالا نشان داده شده است. محققین در این مطالعه جریان بازگشتی و اثر تغییـرات فشـار بخـار محـرک را مورد مطالعه قرار نـداده‌انـد (Rezvanivandefanayi *et al.*, 2019). تحلیل انرژی، اکسرژی و اقتصادی یک واحد آب شیرین‌کن مجهز به سیستم ترموکمپرسور به هدف افزایش بازده انرژی مورد مطالعـه قـرار گرفته است. نسبت محصول سیستم ترکیب شده با ترموکمپرسـور بـه اندازه ۳۵ درصد بیشتر از سیستم‌های مرسوم به‌دست آمـد (Chen *et al.*, 2019). همچنین در یک مطالعه تجربی– عـددی، منحنـی‌هـای عملکرد یک ترموکمپرسور بخـار بـه همـراه بررسـی اخـتلاط کامـل جریان‌های محرک و مکشی مورد بررسی قرار گرفت. در این مطالعـه، که با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلوئنت ۱۵ انجـام پذیرفتـه اسـت، از مدل k-ε تحقق‌پذیر برای شبیه‌سازی آشفتگی جریان استفاده شد. بـا توجه به تراکم‌پذیر بودن جریان، از حلگر بر مبنای چگالی بـرای حـل جریان بهره برده شد. نتایج به‌دست آمده تاییدکننده توانمنـدی بـالای دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه‌سازی جریان های تراکم‌پـذیر در داخل ترموکمپرسـور مـی‌باشـد (Rezvanivand Fanaei *et al.*, 2021).

در زمینه کاربرد CFD در کاربردهای کشـاورزی و در قالـب یـک مطالعه عددی، تاثیر قطر ذرات خوراک بر روی اندازه سـرعت و افـت فشار در داخل یک سـیکلون جداکننـده را مـورد بررسـی قـرار دادنـد (Rezvanivandefanayi and Nikbakht, 2015). در مطالعـه‌ای دیگری، جداسازی گندم با اسـتفاده از سـیکلون اسـترماند بـازده بـالا به‌صورت تجربی و عددی مـورد بررسـی قـرار گرفتـه اسـت. در ایـن مطالعه و در ۶ سرعت مختلف ورودی مواد و همچنین ۳ دبـی جرمـی مختلف مشخصات داخل سیکلون از جمله بازده جداسازی، افت فشار، میدان سرعت، پارامترهای آشفتگی و سایش مورد بررسی قرار گرفـت (Naimi *et al.*, 2019). تـاثیر وجـود انحـراف‌کننـده جریـان بـر مشخصه‌های جریان در محفظه جداسازی نخود بـه‌صـورت تجربـی و شبیه‌سازی عددی مطالعه گردیده است. بـرای مـدل‌سـازی آشـفتگی محفظه ته‌نشینی از مدل k-ε استاندارد اسـتفاده گردیـد. طبـق نتـایج به‌دست آمده استفاده از تیغه منحرف‌کننده جریان راندمان ته‌نشـینی را ۱۱/۴٪ افزایش داده و همزمان باعث کـاهش ۶/۶۷٪ جریـان هـوای مورد نیاز سامانه می‌شـود (Zobeiri *et al.*, 2019). در یـک مطالعـه عددی و با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلوئنـت، از مـدل پهـن بانـد در قالب یک مطالعه آیرواکوستیکی برای تعیین نویز جریـان پروانـه‌ی ۶ پره موتور تراکتور ITM399 استفاده شده است. اختلاف بین داده‌های تجربی و شبیه‌سازی شده کم‌تر از ۱۰ درصد به‌دست آمد. نتایج نشـان داد که ارزیابی عددی آکوستیکی با استفاده از نویز پهند بانـد عملکـرد فن را به‌صورت خوبی شبیه‌سازی نمـوده اسـت (Sabralilou *et al.*, 2019).

بنابراین با در نظر گرفتن موارد بیان شده و همچنین بررسی منابع می‌توان به این نتیجه رسید که تاکنون اثر فشار بخار محرک بـر روی عملکرد ترموکمپرسور و بررسی پارامترهای ترمودینامیکی آن در جهت انتخاب مقدار مناسب مورد مطالعه قرار نگرفته اسـت. همچنـین یـک ارزیابی کامل در مورد تاثیر مقدار فشار بخار محرک (شامل فشـارهای ۳/۷، ۵، ۱۰ و ۱۵ بار با توجه امکان ایجاد بخار با فشارهای مـذکور در کارخانه قند) بر روی وجود یا عدم وجود جریـان بازگشـتی در سـطوح مختلف فشار محرک مورد نیاز است. لذا با در نظر گرفتن مـوارد بیـان شده، تاثیر فشار بخار محرک و مطالعه جریان‌های بازگشتی به‌عنـوان اهداف اصلی این مطالعه انتخاب شده اسـت. در کنـار ایـن دو هـدف، منحنی عملکردی ترموکمپرسور برای حالت‌های مختلـف فشـار بخـار محرک ارائه می‌گردد.

مواد و روش‌ها

این بخش، طراحی ترموکمپرسور را به همراه شبکه‌بنـدی، تبیـین معادلات حاکم، موارد مربوط به انتخاب حلگر و مدل آشفتگی، شرایط مرزی مورد استفاده و فرض‌هـای مربـوط بـه شـبیه‌سازی را شـامل می‌شود. در ابتدا با توجه به اهمیت پارامترهای عملکردی در طراحی و عملکـرد ترموکمپرسـور، نسـبت ورود (ER[3]) و نسـبت تـراکم (CR[4]) معرفی می‌گردد.

پارامترهای عملکردی

حالت‌های عملکردی هر ترموکمپرسـور مـی‌توانـد در سـه حالـت متمایز شامل خفگی دوبل[5]، خفگی منفـرد[6] و بازگشـتی[7] طبقـه‌بنـدی

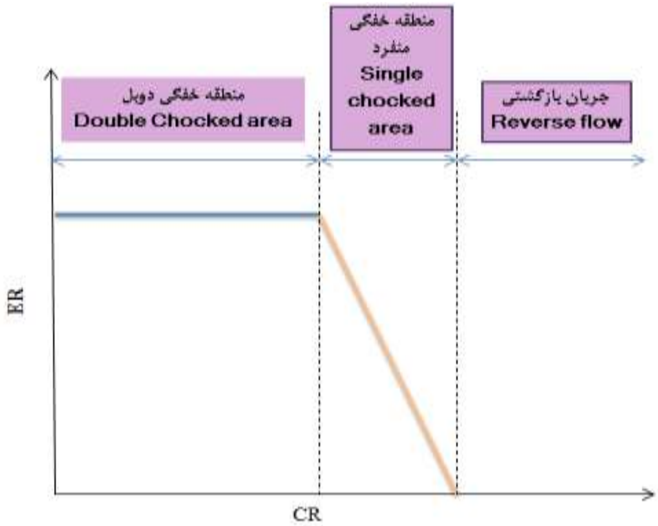
1- Supersonic
2- Mach number
3- Entrainment ratio
4- Compression ratio
5- Double Choke
6- Single Choke
7- Reverse flow

شود. هر ترموکمپرسور دارای یک فشار بحرانی (بیشترین فشار تخلیه) می‌باشد، که در این شـرایط یـک انتقـال از حالـت پایـدار بـه حالـت غیرپایدار اتفاق می‌افتد. این شرایط پایدار به اسم حالت خفگـی دوبـل شناخته می‌شود و فشار تخلیه واقعی در وضعیت رایـج کمتـر از فشـار بحرانی است. بنابراین پارامترهای عملکردی مانند ER و CR در ایـن شرایط پایدار بر منحنی‌های عملکردی معمول ترموکمپرسـور ارزیـابی می‌شوند.

$$ER = \frac{\dot{m}_{suc}}{\dot{m}_{mot}} \quad (۱)$$

$$CR = \frac{P_{dis}}{P_{suc}} \quad (۲)$$

که $\dot{m}_{suc}$ دبی جریـان مکشـی ($kg.s^{-1}$) و $\dot{m}_{mot}$ دبـی جریـان محرک ($kg.s^{-1}$) می‌باشد. همچنین P_{dis} فشـار تخلیـه (Pa) و P_{suc} فشار مکش (Pa) می‌باشد. در ادامه و در شکل ۲ منحنـی عملکـردی یک ترموکمپرسور برای حالت‌های عملکردی مختلف ارائه شده اسـت که سه حالت اتفاق افتاده در داخل ترموکمپرسور شامل حالت خفگـی دوبل، خفگی منفرد و جریان بازگشتی را به ازای مقادیر مختلف ER و CR نشان می‌دهد.

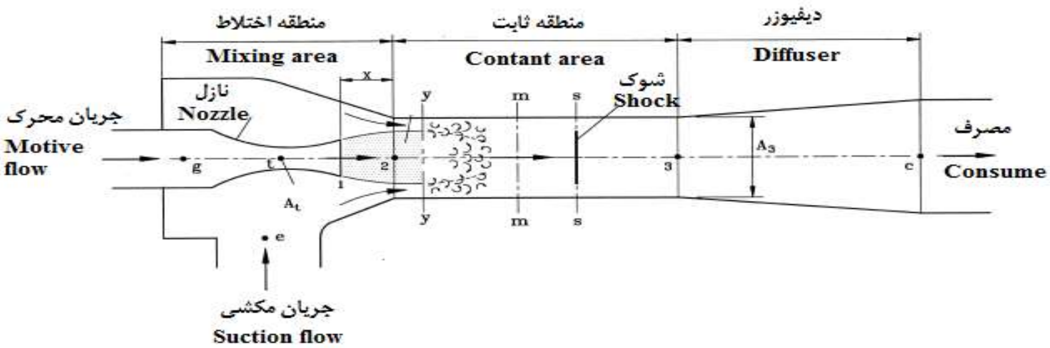


شکل ۲– منحنی عملکردی یک ترموکمپرسور با حالت‌های عملکردی مختلف

Fig.2. Schematic of thermo-compressor

طراحی ترموکمپرسور بر اساس مدل هوانگ

به‌منظور طراحی ترموکمپرسور از مدل تک‌بعدی هوانگ استفاده شـده اسـت (Huang *et al.*, 1999). در مـدل هوانـگ طراحـی ترموکمپرسور و آنالیز عملکرد ترموکمپرسـور یـا اجکتـور بـر اسـاس روابـط دینامیـک گازهـا و در نظـر گـرفتن فشـار و دمـای ورودی و همچنین نسبت‌های جرمی برای ورودی‌های بخار محرک و مکشـی محاسبه می‌شود.



شکل ۳– بخش‌بندی مناطق مختلف ترموکمپرسور در مدل هوانگ

Fig.3. Various section of thermo-compressor in Huang model

رابطـه (۳)، دبـی جریـان محـرک ($\dot{m}_{mot}$) را بـه ویژگـی‌هـای ترمودینامیکی سیال (T_g ، P_g) مربوط می‌کند. جریان جرمی با سـطح گلوئی نازل (A_t) متناسب است.

$$\dot{m}_{mot} = \frac{P_g A_t}{\sqrt{T_g}} \times \sqrt{\frac{\gamma}{R}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}} \sqrt{\eta_p} \quad (۳)$$

که P_g فشار جریان محرک (Pa)، T_g دمای جریان محـرک (K)، γ نسبت گرمایی ویژه (اتمیسیته)، R ثابت ویژه گاز (kJ.kg^{-1}.K^{-1}) و η_p بازده آیزنتروپیک جریان تـراکم‌پـذیر در نـازل اسـت. همچنـین پارامترهای جریان در خروجـی نـازل از روابـط دینامیـک گازهـا و بـا استفاده از روابط (۴) و (۵) محاسبه شدند.

$$\left(\frac{A_{p1}}{A_t}\right)^2 = \frac{1}{M_{p1}^2}\left[\frac{2}{\gamma+1}\left(1+\frac{(\gamma-1)}{2}M_{p1}^2\right)\right]^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}} \quad (۴)$$

$$\frac{P_g}{P_{p1}} = \left(1+\frac{(\gamma-1)}{2}M_{p1}^2\right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} \quad (۵)$$

بعد از استفاده از معادلات مدل یانگ، ابعاد ترموکمپرسور بر اساس شرایط ترمودینامیکی به‌دست آمد. این مقادیر به همراه توصیف بخش مربوطه در جدول ۱ نشان داده شده است.

جدول ۱- ابعاد ترموکمپرسور طراحی شده بر اساس مدل هوانگ

Table 1- The thermo-compressor dimensions based on Huang model

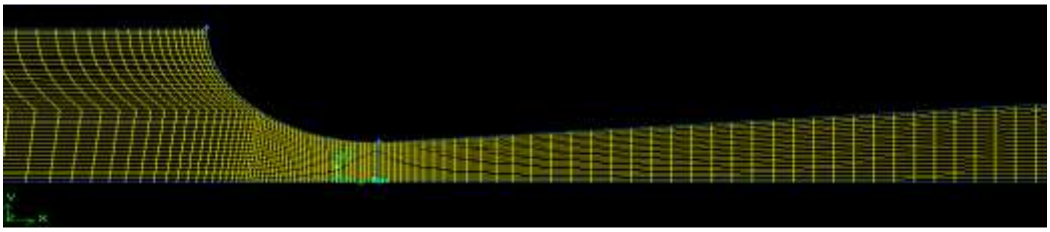
شرح **Description**	اندازه **Value (mm)**
قطر گلویی نازل Throat diameter of nozzle (D_t)	36
قطر ورودی منطقه اختلاط Inlet diameter of mixing area (D_m)	915
طول منطقه اختلاط Mixing are length (L_m)	2140
طول منطقه ثابت Constant area length (L_c)	1425
قطر خروجی نازل Outlet diameter of nozzle (D_o)	210
قطر منطقه ثابت Constant area diameter (D_c)	485
قطر خروجی دیفیوزر Outlet diameter of diffuser (D_d)	710
طول دیفیوزر Diffuser length (L_d)	2515
طول کل Total length (L)	6080

شبکه‌بندی ترموکمپرسور

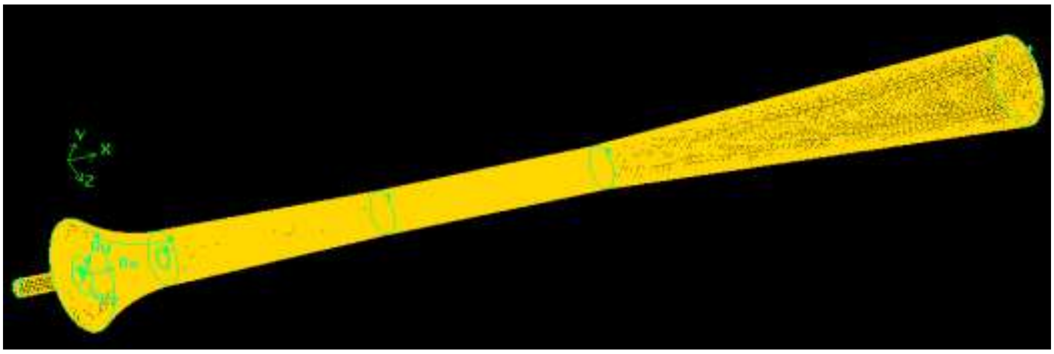
به‌منظور اعمال قـوانین بقـا (جـرم، مومنتـوم و انـرژی)، هندسـه ترموکمپرپسور در دو حالت دوبعدی و سه‌بعـدی شـبکه‌بنـدی شـدند. بدین منظور از مش نوع چهارضعی (quad) بـرای مـش‌بنـدی حالـت دوبعدی و از نوع مکعبی (hex) برای شـبکه‌بنـدی حالـت سـه‌بعـدی استفاده شد. مش‌های منظم به‌واسطه ایجاد شدن مش‌های سـاختاری در راستای جریان از قابلیت بالایی برای به‌دست آوردن نتـایج عـددی برخوردار است. با توجه به تحلیـل دو بعـدی متقـارن محـوری نصـف هندسه ترموکمپرسور در حالت دوبعدی شبیه‌سازی شد (شکل ۴-الف). همچنین برای مشاهده بهتر تغییـرات خروجـی‌هـای مختلـف بـه‌ازای مکان‌های مختلف (در محل‌های با گرادیان بالاتر)، در این منـاطق از مش‌های ریزتر استفاده شده است (شکل ۴-ب).



(a) (الف)



(b) (ب)



(c) (ج)

شکل ٤– مش‌بندی ترموکمپرسور در نرم‌افزار گمبیت ۲٫۴٫۶؛ الف: شبکه‌بندی دوبعدی متقارن محوری، ب: بزرگنمایی بخش خروجی نازل، ج: شبکه‌بندی سه‌بعدی

Fig.4. Meshing of thermo-compressor in Gambit; a: 2Dimentional Axisymmetric meshing, b: magnifying of nozzle outlet, 3Dimentional meshing

معادلات حاکم در ترموکمپرسور

حالت عمومی از معادلات بقا برای سیال تراکم‌پذیر برای شبیه‌سازی الگوی داخلی جریان استفاده می‌شود. با در نظر گرفتن جریان سه‌بعدی برای بخار، معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی در سیستم دکارتی به‌صورت روابط (۶) تا (۸) نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i}=0 \qquad (۶)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \qquad (۷)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i E+u_i\,\mathrm{p})=\frac{\partial p}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(k_{eff}\frac{\partial T}{\partial x_i})+\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i\tau_{ij})$$

$$\tau_{ij}=\mu_{eff}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij} \qquad (۸)$$

در رابطه‌های فوق ρ چگالی ($kg.m^3$)، u اجزای سرعت ($m.s^{-1}$)، τ تانسور تنش (Pa)، E انرژی کل (J)، k انرژی جنبشی آشفته ($J.kg^{-1}$)، T دما (K) و P فشار استاتیک (Pa) می‌باشند. مجموعه بالا از معادلات برای مدل‌سازی ترموکمپرسور مورد استفاده قرار می‌گیرد. از طرف دیگر حالت‌های استوانه‌ای از این سه معادله، برای اجرا کردن شبیه‌سازی عددی برای مدل‌سازی متقارن محوری[1] مورد نیاز است. به‌منظور اعمال انواع عمومی از معادلات حاکم استوانه‌ای برای شبیه‌سازی متقارن محوری، تمامی عبارت‌ها شامل مشتق مماسی $(\partial/\partial\theta)$ از معادلات حذف گردیده و انواع قوانین بقا طبق روابط (۹) تا (۱۳) استفاده می‌گردد.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(\rho r u_r)\frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z)=0 \qquad (۹)$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_r}{\partial t}+u_r\frac{\partial u_r}{\partial r}(\rho r)-\frac{u_\theta^2}{r}+u_z\frac{\partial u_r}{\partial z}\right)$$

$$=-\frac{\partial p}{\partial r}+\rho g_r+\mu\left[\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial(r u_r)}{\partial r}\right)+\left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2}\right)\right] \qquad (۱۰)$$

1- Axisymmetric

$$\rho\left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t}+u_r\frac{\partial u_\theta}{\partial r}(\rho r)+\frac{u_r u_\theta}{r}+u_z\frac{\partial u_\theta}{\partial z}\right)=\rho g_\theta+\mu\left[\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(ru_\theta)\right)+\left(\frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2}\right)\right] \qquad (۱۱)$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_z}{\partial t}+u_r\frac{\partial u_z}{\partial r}+u_z\frac{\partial u_z}{\partial z}\right)-\frac{\partial p}{\partial z}+\rho g_z=+\mu\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left((r\frac{\partial u_z}{\partial r})\right)+\left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2}\right)\right] \qquad (۱۲)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i E+u_i p)=\frac{\partial p}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(k_{eff}\frac{\partial T}{\partial x_i})+\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i\tau_{ij})$$
$$\nabla.\bar{u}=\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(ru_r)+\frac{\partial}{\partial z}(ru_z) \qquad (۱۳)$$

که r و θ مربوط بـه راسـتاهای دسـتگاه مختصـات اسـتوانه‌ای می‌باشد.

انتخاب حلگر

انتخاب حلگر در نرم‌افزار انسیس فلوئنـت بـه عـدد بـی‌بعد مـاخ بستگی دارد. عدد ماخ به‌صورت سرعت یک جسم به سـرعت صـوت تعریف می‌شود. در شرایطی که این عدد بیشتر ۰/۳ باشـد، آن محـیط تراکم‌پذیر و در صورتی که کمتر از ۰/۳ باشد، نشان‌دهنده یک محـیط تراکم‌ناپذیر است. با توجه به شرایط حل، برای محیطهای تراکم‌پـذیر از حلگر بر پایه چگالی[1] و برای محیطهای تراکم‌ناپذیر از حلگر بر پایه فشار[2] استفاده می‌گردد. با توجه به توضیحات ارائه شـده و بـا در نظـر گرفتن سرعت داخل ترموکمپرسور و عدد ماخ بالای ۰/۳ از حلگـر بـر پایه چگالی استفاده شده است.

مدل‌سازی آشفتگی

در نظر گرفتن مدل آشفتگی مناسب از آن جهت مهـم اسـت کـه پدیدهٔ اختلاط دو جریان در شرایط آشفته اتفاق مـی‌افتـد و از ایـن رو، به‌صورت چشم‌گیری الگوی جریان را تحت تـأثیر قـرار مـی‌دهـد. بـا مطالعـه منـابع مختلـف و مقـالات پیرامـون ایـن موضـوع از حالـت تحقق‌پذیر مدل k-ε استفاده شـده اسـت (Gagan *et al.*, 2014; Aidoun *et al.*, 2019). دلیل اصلی استفاده از این روش، پیش‌بینـی ویژگی‌های جت ظاهر شده در رژیم‌های جریـانی هـم‌جهـت متقـارن محوری است. دو معادلهٔ حاکم اساسی این مدل به‌صورت رابطـه (۱۴) و (۱۵) بیان می‌گردد.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\mu_t/\sigma_k)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_M+S_k \qquad (۱۴)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+\rho C_1 S\varepsilon-\rho C_2\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\nu\varepsilon}}+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}G_b+S_\varepsilon \qquad (۱۵)$$
$$C_1=\max\left[0.43,\frac{\eta}{\eta+5}\right],\ \eta=S\frac{k}{\varepsilon},\ S=\sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

که G_k نشان‌دهنده تولید انـرژی جنبشـی آشـفتگی بـا توجـه بـه گرادیان‌های سرعت میانگین، G_b تولید انرژی جنبشـی بـا توجـه بـه شناوری، Y_M نشان‌دهنده سهم نوسان در آشفتگی قابل تراکم به نـرخ اتـلاف (اضـمحلال)، $C_{1\varepsilon}$ و C_2 مقـادیر ثابـت هسـتند. σ_k و σ_ε به‌ترتیب عدد پرنتل آشفته برای k و ε می‌باشند. S_k و S_s عبارت‌هـای منبع با توجه به انرژی جنبشی آشفته (k) و نرخ تلفات (ε) هستند. این مدل آشفته با رفتارهای نزدیک به دیواره مانند "تابع دیواره استاندارد" سازگار است. به‌منظور داشـتن رفتـار سـازگار بـا فـرض تـابع دیـواره اسـتاندارد، مـش‌هـای نزدیـک بـه دیـواره‌هـا حـائز اهمیـت هسـتند (ANSYS Fluent Theory Guide, 2013).

شرایط مرزی مورد استفاده

در این مطالعـه دو جریـان ورودی متمـایز در کنـار یـک جریـان خروجی منفرد وجود دارد. از این رو شرط مرزی نـوع "فشـار ورودی" برای هر دو جریان اولیه (محرک) و ثانویه (مکشی) اعمال مـی‌گـردد. شرایط ترمودینـامیکی در ایـن مرزهـا نیـز در نظـر گرفتـه مـی‌شـود. دیواره‌های نازل و ترموکمپرسور بـه‌صـورت سـطوح غیرقابـل نفـوذ و بی‌دررو و بدون ویسکوزیته تعریف می‌گردند. همچنین از شرط مـرزی تقارن برای تعریف محور استفاده می‌شود.

فرض‌های مورد استفاده در شبیه‌سازی‌ها

با در نظر گرفتن فرض گاز ایده‌آل، شبیه‌سـازی‌هـا دارای خطـای چشم‌گیری نخواهند بود.

هیچ چگالشی در داخل هیچ‌کدام از دو جریان اتفاق نمی‌افتد.

هر دو جریان، سرعت بسیار ناچیزی در شرایط سکون[3] دارند.

1- Density-based solver
2- Pressure-based solver
3- Stagnation

جدول ۲- شرایط مرزی استفاده شده

Table 2- Used boundary conditions

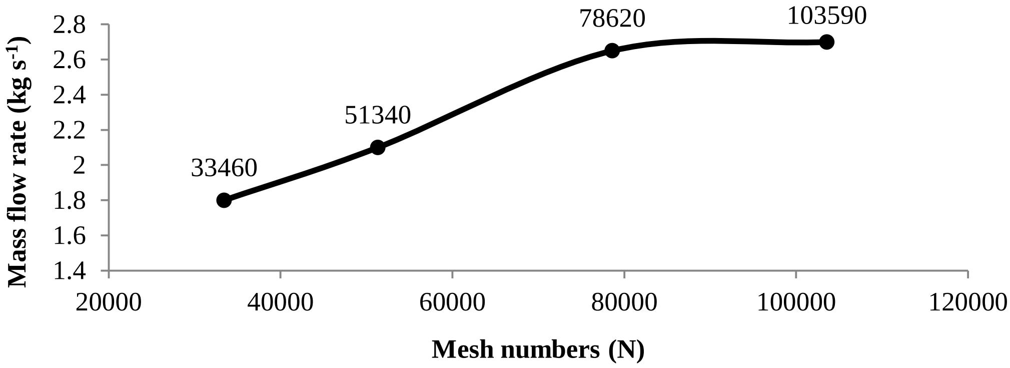
مقدار یا نوع شرط مرزی **Boundary condition value or type**	مقدار یا وضعیت **Value or condition**
فشارهای ورودی بخار محرک Inlet pressures of motive flow	3.7, 5, 10 and 15 bars
دماهای ورودی بخار محرک Inlet temperatures of motive flow	141, 152, 180 and 198 °C
فشار ورودی بخار مکشی Inlet pressures of suction flow	0.1 bar
دمای ورودی بخار مکشی Inlet temperature of suction flow	46 °C
محور Axis	تقارن محوری Axisymmetric
دیواره Wall	شرایط بدون لغزش No slip condition

نتایج و بحث

در این بخش ابتدا به بررسی آزمون استقلال از شبکه برای شبکه محاسباتی به همراه اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی حاصل پرداخته شده است. با توجه به استفاده از حالت دوبعدی، نمودار مربوط به سرعت برای این حالت دوبعدی و سه‌بعدی با یکدیگر ارائه شده است که نشان‌دهنده اختلاف بسیار کم بین این دو حالت است. در ادامه کانتورهای مربوط به فشار، دما، سرعت، عدد ماخ و نسبت‌های جرمی بخار محرک و بخار مکشی برای ۴ سطح فشار محرک با همدیگر مقایسه می‌گردد. همچنین بردارهای سرعت برای بررسی جریان‌های بازگشتی به‌ازای بخارهای محرک با فشارهای مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرند. همچنین به‌عنوان یک نتیجه مهم پارامترهای عملکردی هر یک از ۴ سطح فشار محرک، در قالب منحنی‌های عملکردی مورد ارزیابی می‌شوند. در نهایت بهترین حالت فشار بخار محرک در بین ۴ سطح فشار بخار محرک مورد بررسی از نظر عملکرد و عدم وجود جریان بازگشتی جهت استفاده برای تقویت بخار انتخاب می‌گردد.

آزمون استقلال از شبکه

به‌منظور بررسی مستقل بودن نتایج از تعداد مش شبکه محاسباتی سطوح مختلف شبکه‌بندی در محاسبات ابتدایی مورد بررسی قرار گرفت. در تحلیل دوبعدی متقارن این سطوح به‌ترتیب شامل ۳۳۴۶۰، ۵۱۳۴۰، ۷۸۶۲۰ و ۱۰۳۵۹۰ عدد سلول بودند. به سبب اختلاف کم‌تر از ۵ درصد برای دبی سیال محرک برای سطح سوم و چهارم، که نشان‌دهنده مستقل بودن نتایج از اندازه مش است و با در نظر گرفتن ملاحظات زمانی از شبکه با تعداد ۷۸۶۲۰ عدد مش برای شبیه‌سازی‌ها استفاده شد (شکل ۵).

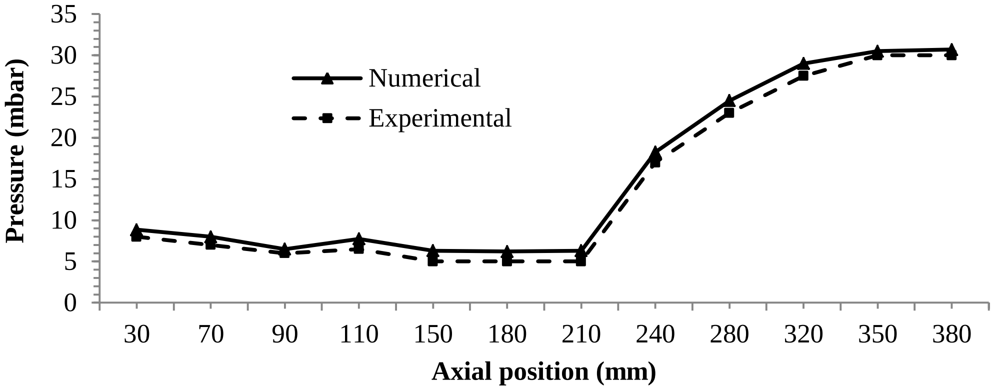


شکل ۵- آزمون استقلال از شبکه

Fig. 5. Mesh independency test

اعتبارسنجی

برای اطمینان از نتایج حاصل از شبیه‌سازی، نتایج بایستی اعتبارسنجی شوند. به‌منظور اعتبارسنجی نتایج عددی کار حاضر، از داده‌های تجربی مورد استفاده در مقاله سریوراکول و همکاران (Sriveerakul *et al.*, 2007) استفاده شده است. اعتبارسنجی نشان می‌دهد که نتایج عددی حاصل از شبیه‌سازی از تطابق خوبی با داده‌های تجربی برخوردار هستند (شکل ۶).

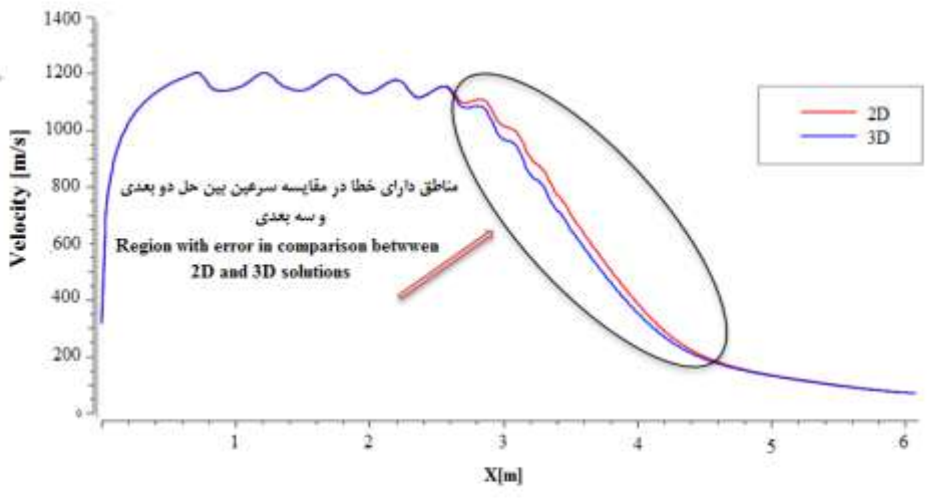


شکل ٦– اعتبارسنجی بیتن داده‌های تجربی و نتایج شبیه‌سازی

Fig. 6. Validation between experimental data and numerical results

مقایسه نتایج حالت دو بعدی متقارن با سه بعدی

به دلیل این‌که مقایسه بین شبیه‌سازی حالت دوبعدی متقارن با حالت سه‌بعدی تطابق خوبی را بین نتایج سرعت نشان می‌دهد، لذا با در نظر گرفتن ملاحظات زمانی و هزینه‌های محاسباتی بیشتر شبکه سه‌بعدی نسبت به شبکه دوبعدی متقارن، از شبیه‌سازی عددی دوبعدی متقارن برای مشاهده نتایج استفاده گردید. این مقایسه برای سرعت در راستای طولی در شکل ۷ نشان داده شده است. تطابق مناسب نتایج برای شبیه‌سازی حالت‌های دوبعدی و سه‌بعدی، در کارهای محققان دیگر نیز گزارش شده است و آن‌ها نیز از مدل دوبعدی استفاده نموده‌اند (Besagni, 2019).



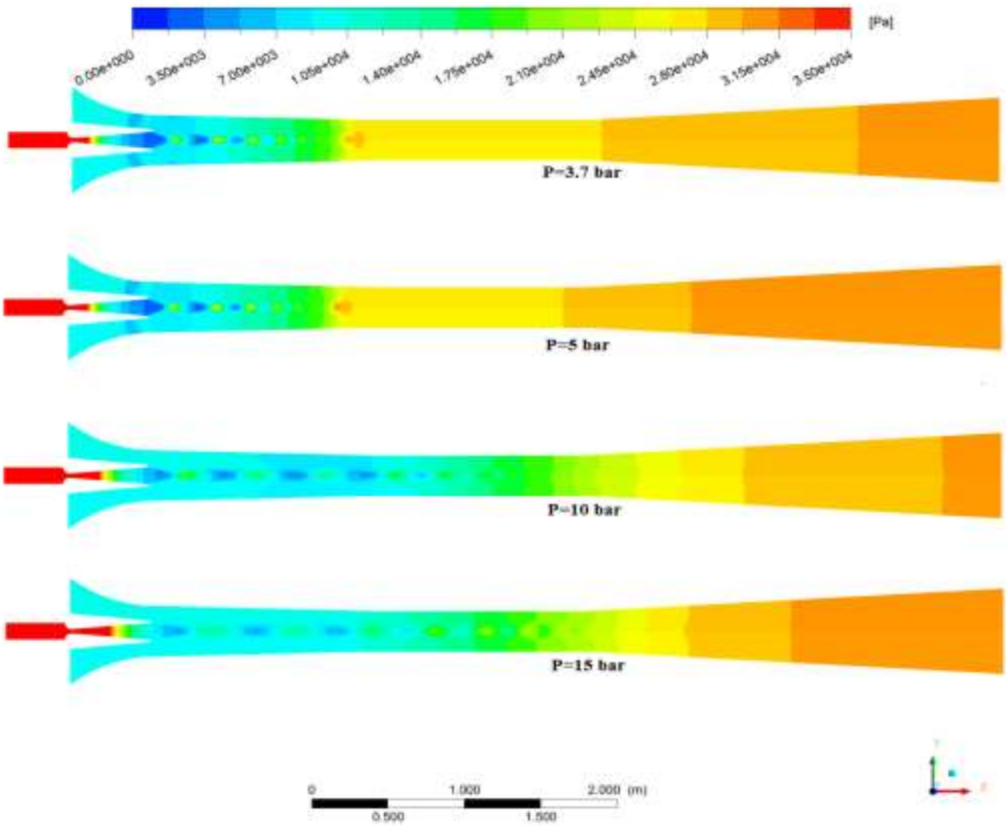
شکل ۷– مقایسه نموار سرعت در راستای محور طولی ترموکمپرسور برای تحلیل‌های حالت دوبعدی و سه‌بعدی

Fig. 7. A Comparison of velocity plot in the longitudinal axis direction of thermo-compressor for 2D and 3D analyses

مقایسه کانتور فشار برای فشارهای محرک مختلف

با مقایسه مقادیر فشار برای ۴ سطح فشار محرک که در شکل ۸ نشان داده شده است، می‌توان به این نتیجه رسید که از نقطه‌نظر فشار داخل ترموکمپرسور و برای شرایط مسئله، فشارهای ۱۰ و ۱۵ بار از

شرایط مناسبی برای استفاده برخوردار هستند. البته از این نظر که فشار محرک ۱۵ بار طول توسعه‌یافتگی بیشتری را از نظر فشار در بخش دیفیوزر ایجاد می‌کند، در شرایطی که استفاده از هر دو فشار امکان‌پذیر باشد، می‌تواند انتخاب مطلوب‌تری باشد. الگوی فشاری جریان در داخل ترموکمپرسور مطابق با اصول دینامیک گازها ایجاد شده است. همچنین موج شوک ایجاد شده به‌واسطه الگوی هندسی ترموکمپرسور تشکیل شده است. الگوی تغییرات فشاری ایجاد شده داخل ترموکمپرسور در کارهای سایر محققین نیز تطابق خوبی با نتایج به‌دست آمده دارد (Sharifi *et al.*, 2012). همچنین روندهای مشابهی برای کانتورهای فشار داخل ترموکمپرسور در کارهای گزارش شده وجود دارد (Ji *et al.*, 2010).



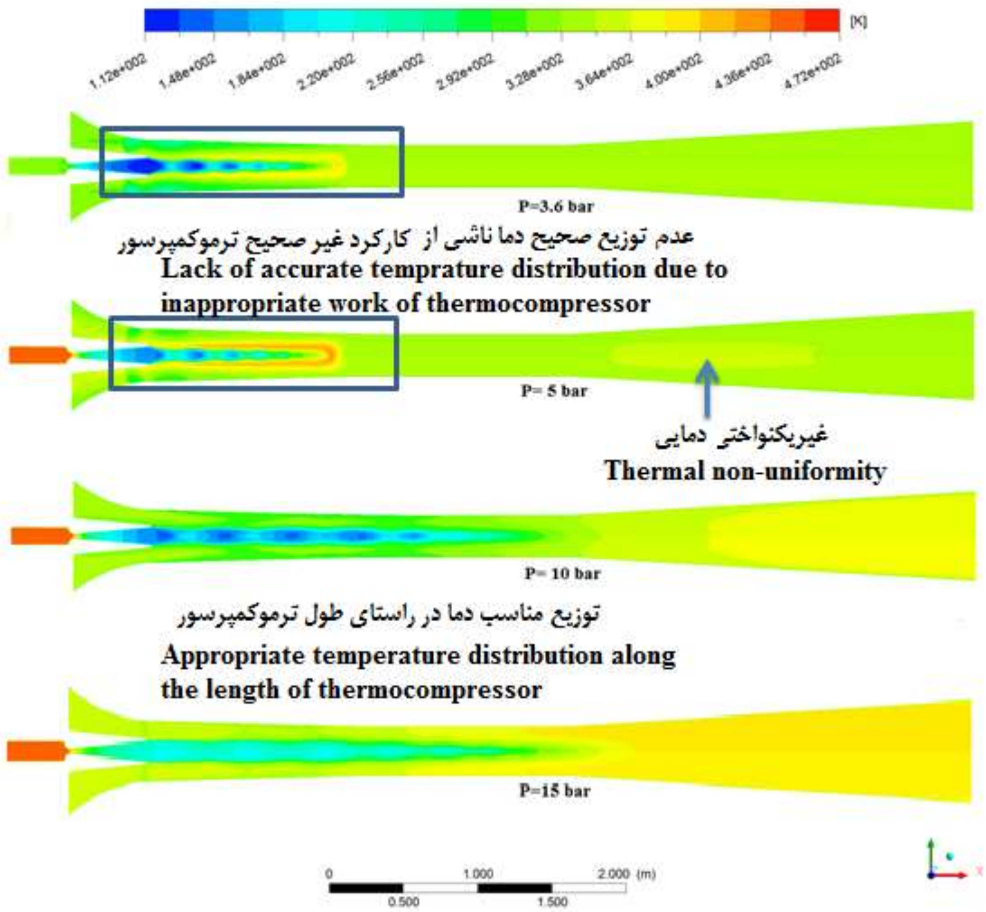
شکل ۸– کانتور فشار برای داخل ترموکمپرسور در فشارهای مختلف بخار محرک
Fig. 8. Pressure contour for within the thermo-compressor in various pressure of motive steam

مقایسه کانتور دما برای فشارهای محرک مختلف

از نظر توزیع دمای داخل ترموکمپرسور فشار محرک ۱۵ بار، بهترین انتخاب در بین سایر فشارهای محرک استفاده شده است. در این از سطح فشار محرک، میدان دمایی در داخل ترموکمپرسور به‌خوبی توزیع شده و شرایط یکنواخت دمایی ایده‌آلی در داخل آن ایجاد شده است. البته در مرتبه دوم، فشار محرک ۱۰ بار نیز از نظر دمایی می‌تواند مورد استفاده قرار بگیرد. عدم توزیع مناسب دما در داخل ترموکمپرسور به دلیل مناسب نبودن (کم بودن) مقدار فشار بخار محرک برای کار ترموکمپرسور در شرایط مورد استفاده است (شکل ۹).

مقایسه کانتور سرعت برای فشارهای محرک مختلف

سرعت جریان محرک بعد از خروج از بخش گلویی نازل سریعاً افزایش می‌یابد و سپس در مجاورت جریان مکشی وارد فاز اختلاط با این سیال می‌شود. با مقایسه بین مقادیر سرعت به ازای بخار محرک با فشارهای مختلف، می‌توان دریافت که بخار محرک با فشار ۱۵ بار بهترین انتخاب برای استفاده در شرایط عملی می‌باشد.



شکل ۹- کانتور دما برای داخل ترموکمپرسور در فشارهای مختلف بخار محرک

Fig. 9. Temperature contour for within the thermo-compressor in various pressure of motive steam

همان‌طور که در شکل ۱۰ نشان داده شده است، توزیع سرعت ایده‌آل در داخل ترموکمپرسور و یکنواختی بسیار خوب جریان محرک و جریان مکشی، نشان‌دهنده عملکرد بسیار خوب ترموکمپرسور در این شرایط کاری می‌باشد. همچنین از نقطه‌نظر جریان‌های بازگشتی فشارهای ۱۰ و ۱۵ شرایط بهتری دارد، که در این دو سطح نیز فشار محرک ۱۵ بار هیچ نوع جریان چرخشی یا ورتیسیته را در داخل ترموکمپرسور ایجاد نکرده است و از این نظر شرایط کامل مساعدی برای استفاده در شرایط عملکردی را دارا می‌باشد.

بردارهای سرعت[1] برای فشارهای محرک مختلف

همانطوری که در شکل ۱۱ برای فشارهای محرک ۳/۷ و ۵ بار نشان داده شده است، جهت جریان در بخش مکشی به‌درستی ایجاد نشده و جریان‌های چرخشی زیادی در این بخش‌ها ایجاد شده‌اند، که عملکرد کلی ترموکمپرسور را تحت‌الشعاع قرار می‌دهند. ایجاد شدن این جریان‌های چرخشی و عموماً بازگشتی سبب ایجاد نوسانات بسیاری در انتقال و اختلاط صحیح جریان‌های داخل ترموکمپرسور خواهد شد. همچنین ایجاد جریان‌های متقابل به‌خصوص در بخش مکش سبب می‌گردد که مقدار کافی از سیال مکشی به داخل ترموکمپرسور وارد نگردد و از نظر پارامترهای عملکردی باعث کاهش شدید مقدار نسبت ورود (ER) خواهد شد.

برای بخار محرک با فشار ۱۰ بار در ورودی جریان مکشی جریان بازگشتی ایجاد نشده، منتهی در نزدیکی دیواره بخش اختلاط جریان‌های چرخشی ایجاد شده‌اند که جریان‌یابی کامل را با مشکل مواجه می‌کنند. این جریان‌های چرخشی در بخش مربوط به فشار ۱۰ بار و در شکل ۱۱ قابل مشاهده‌اند. در انتها، برای بخار محرک با فشار ۱۵ بار جریان‌یابی به‌صورت کامل برای جریان‌های محرک و مکشی انجام شده و هیچ‌گونه جریان بازگشتی یا چرخشی در این وضعیت در داخل ترموکمپرسور ایجاد نشده است. لازم به ذکر است، بررسی

1- Vector

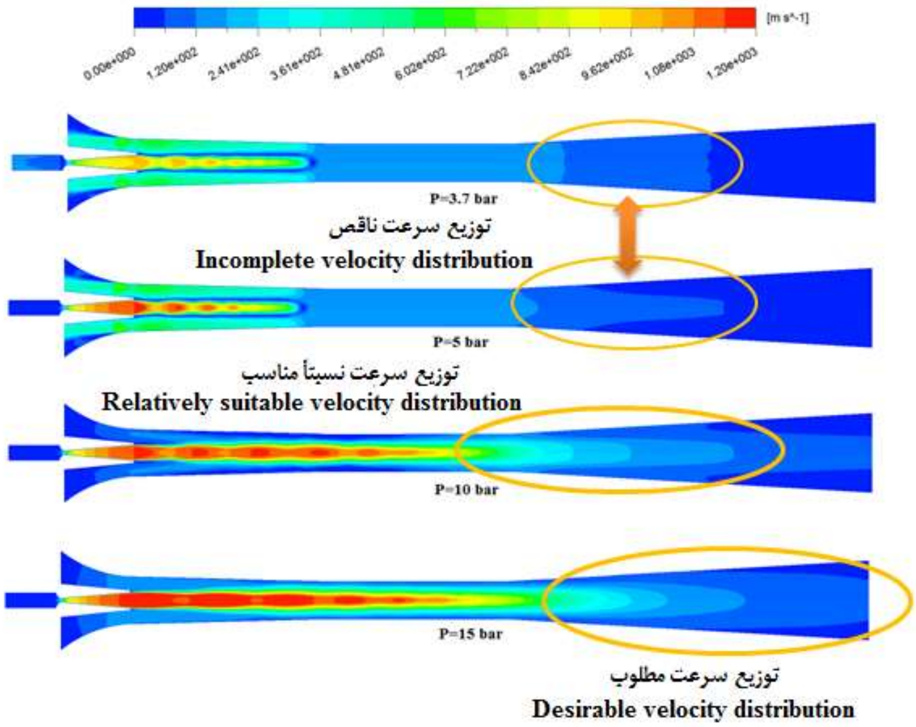
کانتور و بردار سرعت برای تشخیص توزیع مناسب بخار در داخل ترکمپرسور در کارهای دیگر انجام شده که توافق خوبی با مطالعه حاضر دارد (Sharifi and Boroomand, 2013).

کانتور عدد ماخ برای فشارهای محرک مختلف

با توجه به ماهیت عدد ماخ، مطالعه توزیع آن می‌تواند مناطق فراصوت یا فروصوت جریان در داخل ترموکمپرسور را مشخص نماید. در رابطه با عدد ماخ نیز مشابه با سرعت، فشارهای محرک ۱۰ و ۱۵ بار شرایط خوبی را دارا بودند و در هر دوی این سطوح فشار جریان فراصوت در بخش هندسه ثابت به جریان فروصوت تبدیل شده است که نشان‌دهنده‌ی کارکرد صحیح ترموکمپرسور می‌باشد. منتهی همان‌طور که در شکل ۱۲ نشان داده شده است، فشار محرک ۱۵ بار شرایط بسیار بهتری را از نظر توزیع منظم عدد ماخ دارد. طبق بررسی‌های انجام شده، سطح بخار محرک با فشار ۱۵ بار بهترین انتخاب از نقطه نظر عدد ماخ در شرایط مسئله مورد نظر برای ترموکمپرسور است. بیشترین مقدار عدد ماخ برای ترموکمپرسور مقدار ۴/۲ است که در مناطق با تغییرات سرعت بالا (موج‌های شوک) ایجاد شده است. همچنین کمترین مقدار عدد ماخ متعلق به بخش خروجی دیفیوزر است که مقدار آن در حدود ۰/۰۰۵۴ می‌باشد که فروصوت بودن آن را نشان می‌دهد. روند مشابهی برای کانتور عدد ماخ در داخل ترموکمپرسور در سایر مطالعات انجام گرفته گزارش شده است (Ariafar and Toorani, 2012; Noori *et al.*, 2016, Sharifi and Boroomand, 2013).

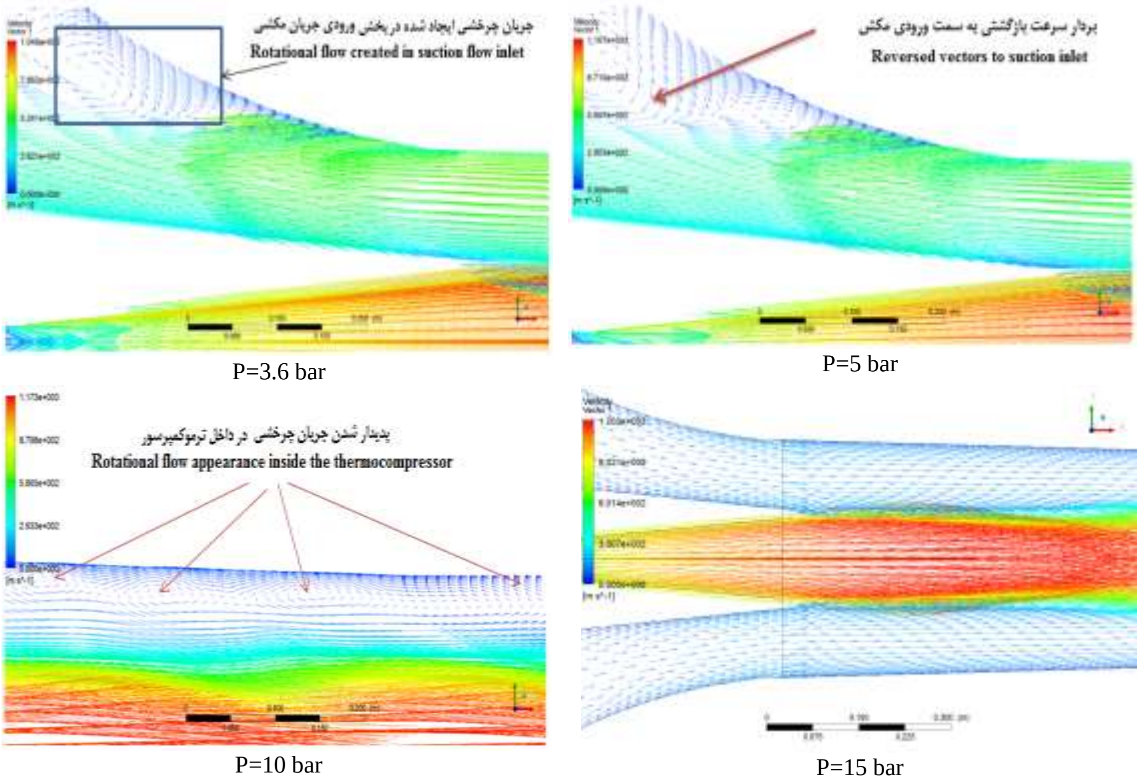
کانتور نسبت جرمی بخار محرک برای فشارهای محرک و مکشی مختلف

از نظر نسبت جرمی بخار محرک نیز فشارهای محرک ۱۰ و ۱۵ بار، شرایط مساعدی را دارا هستند. با مراجعه به شکل ۱۳ می‌توان این استنباط را داشت که فشار ۱۵ بار محرک از نظر نسبت جرمی بخار توزیع یکنواخت‌تری در بخش در تعامل با بخار مکشی در بالای محفظه اختلاط را دارا می‌باشد و با در نظر گرفتن این مورد می‌تواند انتخاب مناسب‌تری باشد. هرچند دامنه یکنواختی برای فشار ۱۰ بار دارای گستره بیشتری است. همچنین در فشار محرک ۱۵ بار توزیع نسبت جرمی بهتری از بخش‌های مکشی به داخل ترموکمپرسور ایجاد شده است. در این مورد نیز طول بخش یکنواختی نسبت جرمی بخار مکشی برای بخار محرک با فشار ۱۵ بار از نسبت جرمی مکشی بهتری نسبت به بخار محرک با فشار ۱۵ بار برخوردار است.



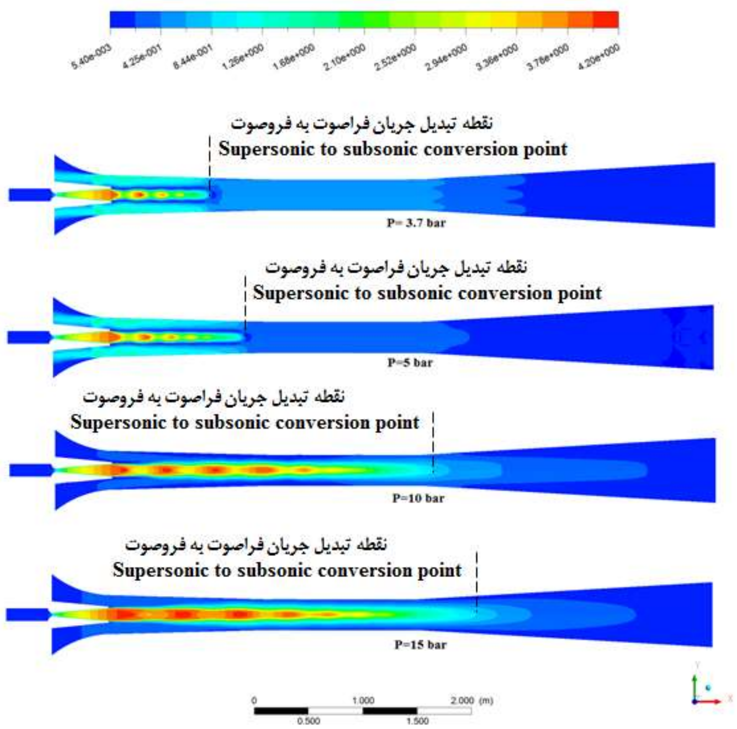
شکل ۱۰– کانتور سرعت برای داخل ترموکمپرسور در فشارهای مختلف بخار محرک

Fig. 10. Velocity contour for within the thermo-compressor in various pressure of motive steam



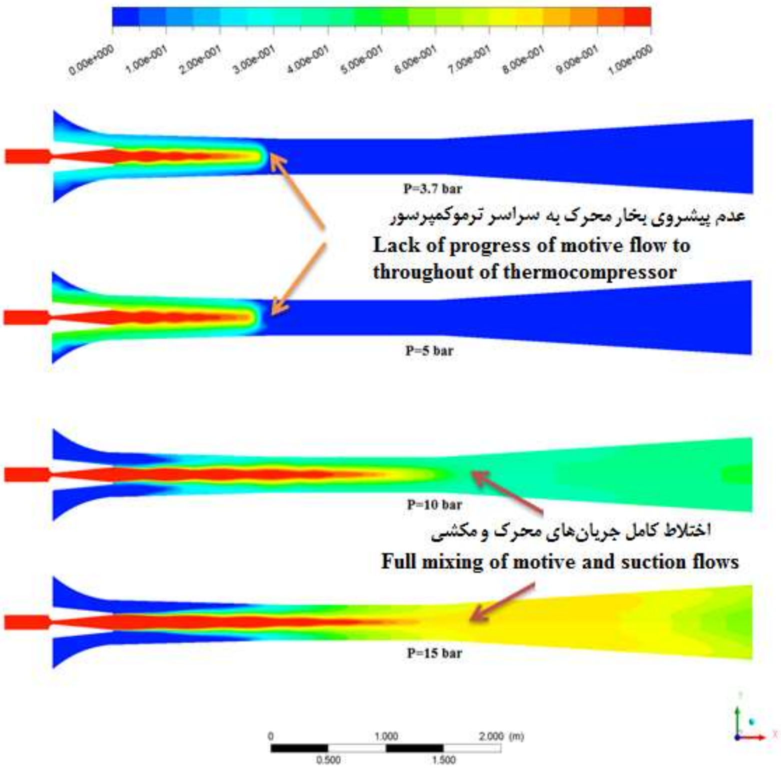
شکل ۱۱– بردارهای سرعت برای داخل ترموکمپرسور در فشارهای مختلف بخار محرک

Fig. 11. Vector for within the thermo-compressor in various pressure of motive steam



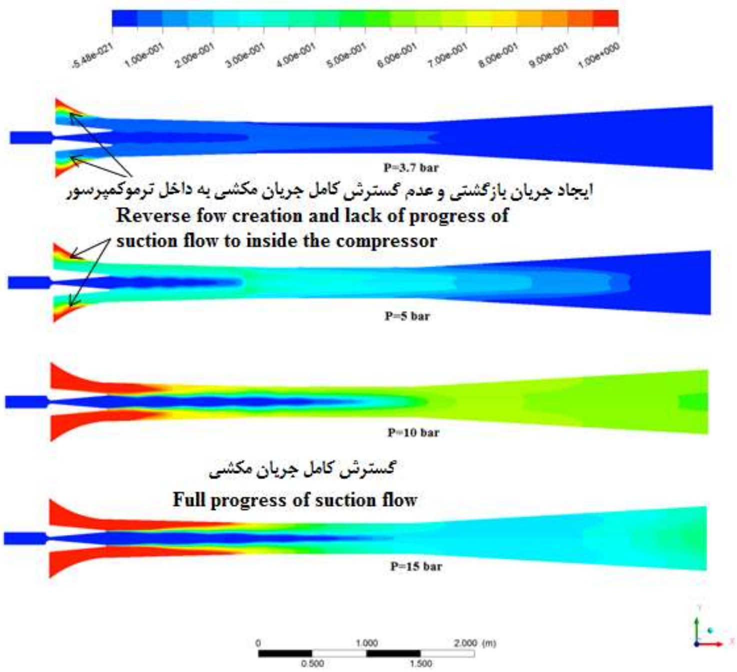
شکل ۱۲– کانتور عدد ماخ برای داخل ترموکمپرسور در فشارهای مختلف بخار محرک

Fig. 12. Mach number contour for within the thermo-compressor in various pressure of motive steam



شکل ۱۳- کانتور نسبت جرمی بخار محرک برای داخل ترموکمپرسور در فشارهای مختلف بخار محرک

Fig. 13. Mass fraction contour of motive steam for within the thermo-compressor in various pressure of motive steam

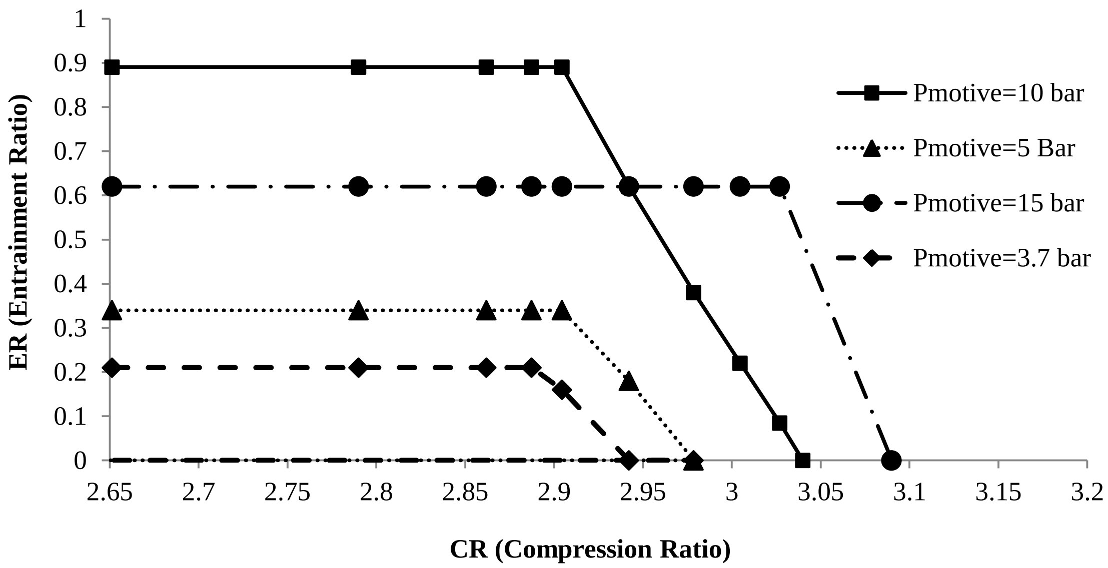


شکل ١٤- کانتور نسبت جرمی بخار مکشی برای داخل ترموکمپرسور در فشارهای مختلف بخار محرک

Fig. 14. Mass fraction contour of suction vapor for within the thermo-compressor in various pressure of motive steam

پارامترهای عملکردی

نتایج مربوط بـه ویژگـی‌هـای عملکـردی یـک ترموکمپرسـور از اهمیت بالایی برخوردار است. بخار محرک با فشـار ۱۵ بـار بیشـترین محدوده کار در حالت خفه‌شـده دوبـل (بهتـرین حالـت کـاری) را دارا می‌باشد. بعد از نسبت تراکم حدود ۳، نمودار رونـد کاهشـی بـه خـود گرفته و تا نسبت تراکم ۳/۰۹ در حالت خفه‌شده منفـرد قـرار دارد. در این حالت نسبت ورود ترموپمرسور بعد از مقـدار نسـبت تـراکم ۳/۰۹ ترموکمپرسور در حالت بازگشتی کامل قرار گرفته و میزان نسبت ورود صفر می‌گردد. روند تغییرات منحنی عملکردی بـرای سـایر بخارهـای ورودی با فشارهای مشخص در شکل ۱۵ ارائه شده است. برای بخـار محرک با فشار ۱۰ بار در نسبت تراکم کمتـری رونـد نزولـی ضـریب ورود آغاز می‌گردد و همچنین برای بخارهای محرک با فشار ۳/۷ و ۵ بار نسبت‌های تراکم پایین به همراه نسبت‌های ورود پایین جریان‌های بازگشتی عمده در داخل ترموکمپرسور را توجیه می‌کنند.



شکل ۱۵– منحنی عملکردی برای ۴ حالت از بخار محرک
Fig. 15. Performance curve for 4 modes of motive steam

نتیجه‌گیری

در این مطالعه و در قالب یک بررسی عددی، تاثیر ۴ سطح فشـار بخـار محـرک بـر روی مشخصـه‌هـای ترمودینـامیکی و همچنـین جریان‌هـای بازگشـتی داخـل ترموکمپرسـور ارزیـابی شـد. همچنـین پارامترهای عملکردی ترموکمپرسور در قالب نمودار عملکـردی بـرای حالت‌های مختلف (خفگی دوبل، خفگـی منفـرد و جریـان بازگشـتی) ارائه شد. اهم نتایج به‌دست آمده از تحلیل نتایج به شرح زیر است:

از نظر هندسی مطالعه به دو صورت دوبعدی متقارن و سـه‌بعـدی مورد بررسی قرار گرفت. با مقایسـه سـرعت در راسـتای خـط طـولی ترموکمپرسور، مشاهده گردید کـه اخـتلاف کمـی بـین شـبیه‌سـازی دوبعدی متقارن محوری و سه‌بعدی وجود دارد. از این رو برای این‌کـه از نظر هزینه‌های محاسباتی و زمانی صرفه‌جویی گـردد، سـایر نتـایج برای حالت دوبعدی متقارن ارائه گردید.

تـأثیر ۴ سـطح از فشـار بخـار محـرک بـر روی ویژگـی‌هـای ترمودینامیکی داخل دامنه محاسباتی ترموکمپرسور شامل فشـار، دمـا، سرعت، عدد ماخ و نسبت‌های جرمی بخـار محـرک و بخـار مکشـی، به‌منظور به‌دست آوردن بهترین سطح از فشار محرک، بـه‌طـور کامـل مورد بررسی قرار گرفت و بهترین شرایط برای بخار محرک ورودی با فشار ۱۵ بار به‌دست آمد.

برای مطالعه جریان داخـل ترموکمپرسـور از نقطـه نظـر خفگـی دوبل، خفگی منفرد و جریان بازگشتی مقادیر منحنی عملکردی بـرای بخار محرک با فشار ۳/۷، ۵، ۱۰ و ۱۵ بار ارائه گردید.

References

1. Aphornratana, S., and T. Sriveerakul. 2010. Analysis of a combined Rankine–vapour–compression refrigeration

cycle. Energy Conversion and Management 51 (12): 2557-2564. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.04.016.

2. Ariafar, K., and A. Toorani. 2012. Effect of Nozzle Geometry on a Model Thermocompressor Performance. 20th Annual International Conference on Mechanical Engineering 16-19.
3. Bartosiewicz, Y., Z. Aidoun, and Y. Mercadier. 2006. Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD. Applied Thermal Engineering 26: 604-612. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.07.003.
4. Besagni, G., and F. Inzoli. 2017. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: Screening of turbulence modeling approaches. Applied Thermal Engineering 117: 122-144. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.011.
5. Besagni, G. 2019. Ejectors on the cutting edge: The past, the present and the perspective. Energy 170: 998-1003. https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.214.
6. Bonanos, A. M. 2017. Physical modeling of thermo-compressor for desalination applications. Desalination 412: 13-19. https://doi.org/10.1016/j.desal.2017.03.004.
7. Caliskan, H. 2017. Energy, exergy, environmental, enviroeconomic, exergoenvironmental (EXEN) and exergoenviroeconomic (EXENEC) analyses of solar collectors. Renewable and Sustainable Energy Reviews 69: 488-492. https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.203.
8. Chen, Q., M. K. Ja, Y. Li, and K. J. Chua. 2019. Energy, exergy and economic analysis of a hybrid spray-assisted low-temperature desalination/thermal vapor compression system. Energy 166: 871-885. https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.154.
9. Dutton, J. C., and B. F. Carroll. 1986. Optimal Supersonic Ejector Designs. Journal of Fluids Engineering 108: 414-420. https://doi.org/10.1115/1.3242597.
10. Huang, B. J., J. M. Chang, C. P. Wang, V. A. and Petrenko. 1999. A 1-D analysis of ejector performance. International Journal of Refrigeration 22 (5): 354-364. https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00004-3.
11. Inc. ANSYS. 2013. ANSYS FLUENT Theory Guide. Release 182 15317: 373-464.
12. Ji, M., T. Utomo, J. Woo, Y. Lee, H. Jeong, and H. Chung. 2010. CFD investigation on the flow structure inside thermo vapor compressor. Energy 35 (6): 2694-2702. https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.12.002.
13. Keenan, J. H. 1942. A simple air ejector. Journal of Applied Mechanics 64: 75-81. https://doi.org/10.1115/1.4009187.
14. MyoungKuk, J., T. Utomo, J. Woo, Y. H. Lee, H. M. Jeong, and H. S. Chung. 2010. CFD investigation on the flow structure inside thermo vapor compressor. Energy 35 (6): 2694-2702. https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.12.002.
15. Naimi, S., Gh. Shahgholi, A. Rezvanivand Fanaie, and V. Rotampour. 2019. Numerical Study of Wheat Conveying in Separator Cyclone Using Computational Fluid Dynamics. Journal of Agricultural Machinery 11 (2): 231-246. (In Persian). http://dx.doi.org/10.22067/jam.v11i2.79613.
16. Noori, S. M., and R. Kouhikamali. 2016. CFD-aided mathematical modeling of thermal vapor compressors in multiple effects distillation units. Applied Mathematical Modelling 40: 6850-6868. https://doi.org/10.1016/j.apm.2016.02.032.
17. Rezvanivandefanayi, A., and A. M. Nikbakht. 2015. A CFD Study of the Effects of Feed Diameter on the Pressure Drop in Acyclone Separator. International Journal of Food Engineering 11 (1): 71-77. https://doi.org/10.1515/ijfe-2014-0125.
18. Rezvanivandefanayi, A., A. Hassanpour, and A. M. Nikbakht. 2019. Study of the vapor thermos-compressor to reduce energy consumption in the sugar production line using Computational Fluid Dynamics: Journal of Agricultural Machinery 10 (2): 241-253. (In Persian). http://dx.doi.org/10.22067/jam.v10i2.76872
19. Rezvanivand Fanaei, A., A. M. Nikbakht, and A. Hassanpour. 2021. A Computational-Experimental Investigation of Thermal Vapor Compressor as an Energy Saving Tool for the Crystallization of Sugar in a Sugar Processing Plant. Journal of Food Process Engineering 44 (7): https://doi.org/10.1111/jfpe.13727.
20. Riffat, S. B., and S. A. Omer. 2001. CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid. International Journal of Energy Research 25: 115-128. https://doi.org/10.1002/er.666.
21. Sabralilou, B., A. Mohebbi, E. Akbarian, A. Rezvanicand fanaei. 2019. Aero-acoustical Study of Axial Fan using Computational Fluid Dynamics. Journal of Agricultural Machinery 10 (2): 255-264. (In Persian). http://dx.doi.org/10.22067/jam.v10i2.74963
22. Sharifi, N., M. Boroomand, and R. Kouhikamali. 2012. Wet steam flow energy analysis within thermo-compressors. Energy 47 (1): 609-619. https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.09.003.
23. Sharifi, N., and M. Boroomand. 2013. An investigation of thermo-compressor design by analysis and experiment : Part 2. Development of design method by using comprehensive characteristic curves. Energy Conversion and Management 69: 228-237. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.12.034.
24. Sriveerakul, T., S. Aphornratana, and K. Chunnanond. 2007. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results. International Journal of Thermal Sciences 46

(8): 812-822. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.014.

25. Sun, D. W. 1997. Solar powered combined ejector-vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration. Energy Conversion and Management 38 (5): 479-491. https://doi.org/10.1016/S0196-8904(96)00063-5.
26. Sun, D. W. 1999. Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants. Energy Conversion and Management 40: 873-884. https://doi.org/10.1016/S0196-8904(98)00151-4.
27. Zhu, J., F. Botticella, and S. Elbel. 2018. Experimental investigation and theoretical analysis of oil circulation rates in ejector cooling cycles. Energy 157: 718-733.
28. Zobeiri, M., V. Rostampour, A. Rezvanivand Fanaei, and A. M. Nikbakht. 2019. Experimental and Numerical investigation of deviation blade effect on sedimentation chamber performance in chickpea harvesting machine. Iran Biosystems Engineering 52: 329-339. (In Persian). DOI: 10.22059/ijbse.2020.276317.665166.